№ 5 Warszawa, 25 maja 1936 r. Rok XIV

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

KAZIMIERZ SZAWŁOWSKI, inż.

NOWOCZESNE GENERATORY GAZOWE*)

(REFERAT DZIAŁU SILNIKOWEGO STOW. DOZ. KOTŁÓW W POZNANIU).

PALIWA BEZSMOŁOWE.

Generatory paliw bezsmołowych są najprostsze. Posiadają one w szybie dwie strefy; a mianowicie strefę spalania ponad rusztem i strefę redukcyjną górną, w której następuje rozkład utworzonego ze spalania dwutlenku węgla oraz doprowadzonej z powietrzem pod ruszt pary wodnej. Są to t. zw. generatory jednopłomienne — o jednem spalaniu. Przebiegi chemiczne w takich generatorach wyrażają się prostemi wzorami:

W strefie ponadrusztowej — dolnej ogniowej — licząc na mol C

$$C + O_2 = CO_2 + 96\,600 \text{ cal}$$

W strefie redukcyjnej — górnej rozżarzonej

$$C + CO_2 = 2\,CO - 39\,800 \text{ cal}$$

$$C + 2\,H_2O = CO_2 + 2\,H_2 - 18\,540 \text{ cal}$$

$$C + H_2O = CO + H_2 - 29\,170 \text{ cal}$$

Gdyby rozkład dwutlenku węgla na tlenek węgla odbywał się bez udziału pary wodnej — więc przy dopływie tylko powietrza pod ruszt generatora, — otrzymalibyśmy w rozżarzonych warstwach szybu bardzo wysokie temperatury, często przewyższające 1300° C, a więc temperatury topliwości popiołu w paliwie. Ze stopionego popiołu tworzyłyby się żużle, które uniemożliwiłyby pracę generatora w dłuższym okresie czasu. Dla obniżenia tych temperatur wprowadza się drugą równocześnie przebiegającą reakcję endotermiczną rozkładu pary wodnej, którą nasyca się powietrze. Stopień nasycenia reguluje więc temperaturę warstwy, która musi być tem niższa im niższy jest punkt topliwości popiołu zawartego w paliwie. Ponieważ nawet najniższy punkt topliwości popiołu jest zawsze wyższy od punktu zapłonu stałego paliwa, można więc bez obawy gazować każde paliwo przy równoczesnem doprowadzaniu wilgoci; trzeba mieć tylko tę pewność, iż warstwy szybu są dostatecznie przepuszczalne dla zasysania gazu. Tego warunku nie spełniają paliwa drobnoziarniste wzgl. łatwo spiekające się. Ilość pary wodnej, którą nasyca się zasysane pod ruszt powietrze, ma wielki wpływ na rodzaj i wartość opałową gazu. Dla wielu paliw wynosi ona 0,4 — 0,6 kg licząc na 1 kg C. (de Grahl. Die Wirtschaftliche Verwertung der Brennstoffe 1923).

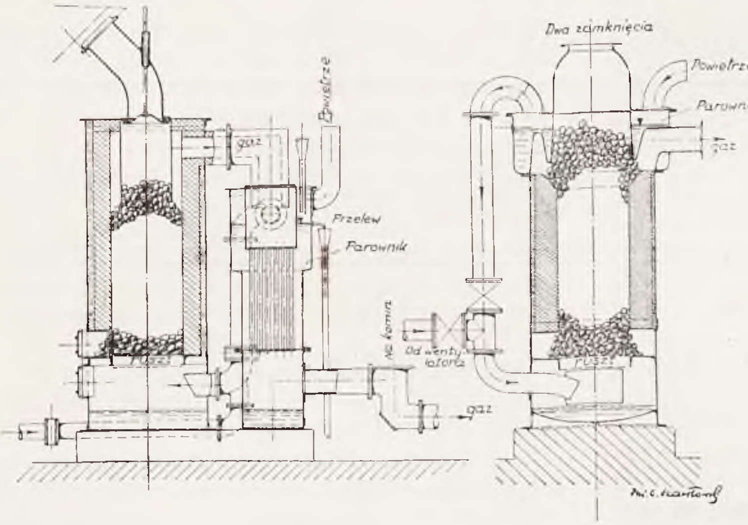
Wskutek ssania silnika, w generatorze oraz w oczyszczalnikach, tworzy się podciśnienienie, które przy dobrem wykonaniu wynosi 100 — 200 mm sł. wody.

Dawniejsze generatory mają szyby całkowicie wyłożone cegłą szamotową. Odparowanie wody dla nasycania powietrza odbywa się albo ponad szybem generatora lub też w osobnym odparowalniku, przy wyzyskaniu ciepła gazu z generatora (ok. 600°C) (rys. 1). Z generatora gaz przechodzi skomplikowaną drogę przez różne oczyszczalniki. Najpierw przez oczyszczalnik mokry (skruber), którego wnętrze wypełnione jest grubym koksem; dalej przez oczyszczalnik suchy wypełniony drobnym koksem, wełną drzewną lub wiórami, — wreszcie przez zbiornik wyrównawczy do zaworu mieszankowego silnika.

Nowoczesne generatory dla paliw bezsmołowych są już inaczej wykonywane. Szyb generatora (rys. 2) tworzy dwuściankowy autogenicznie spawany płaszcz blaszany; przestrzeń między ściankami wypełniona jest wodą dla wytwarzania dodatkowej pary. Wykładzina szamotowa obejmuje tylko górną część szybu dla ochrony przestrzeni powietrzno-parowej przed temperaturą gorącego gazu i rozżarzonej górnej części warstwy redukcyjnej. W ten sposób unika się odparowalnika i całkowitej wykładziny szamotowej, dawniejszych części składowych generatora, które były powodem do przeszkód w ruchu i wymagały ciąg-

*) Por. *Technika Cieplna* 1936, str. 49.

łych poprawek. Dzięki zastosowaniu konstrukcji o wewnętrznym płaszczu chłodzonym wodą unika się przypiekania żużla z paliwa do

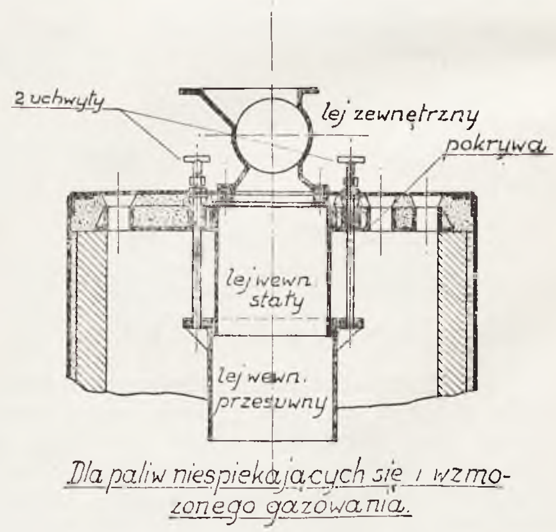


Rys. 1

ścian wykładziny szamotowej co umożliwia zastosowanie do gazowania paliw sortymentu orzech IV, które są znacznie tańsze, lecz prawie zawsze mają wyższe zawartości popiołu o stosunkowo niskiej temperaturze topliwości.

Poziom wody w płaszczu reguluje przelew. Dla regulacji stopnia nasycenia powietrza wilgocią można wprowadzać u dołu powietrze dodatkowe. Stopień nasycenia odpowiada zazwyczaj temperaturze 70° C. Dla oczyszczenia blach płaszcza z szlamu i kamienia, zewnętrzna część płaszcza jest łatwa do demontażu.

W górnej części generatora lej zasilający szyb paliwem (bunker) o podwójnem zamknięciu, również nie jest izolowany szamotą. Górne zamknięcie i lej wykonane są ze specjalnego żeliwa — odpornego na wysokie temperatury. Wpuszczona wewnątrz szybu część leju może być opuszczana i podnoszona. W ten sposób można regulować wysokość warstwy szybu zależnie od ziarnistości paliwa, temperatury zasysanego gazu i jego wartości opałowej. W niektórych konstrukcjach (Humboldt-Deutz) lej wewnętrzny jest wykonany teleskopowo (rys. 3) przez co gazującą war-

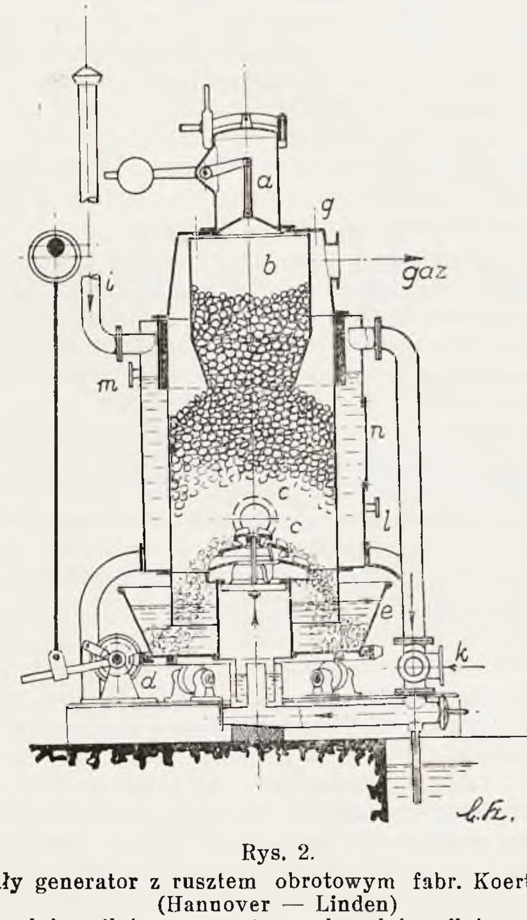


Rys. 3

stwę szybu można zmieniać nawet podczas ruchu.

Ruszty płaskie, zwyczajne, stałe, o prześwicie 6 — 10 mm, spotyka się jeszcze w generatorach dla silników o mocy 10 — 300 KM_e

Wobec zmniejszonych kosztów wykonania i uproszczonej konstrukcji, ruszty mechaniczne-obrotowe — z mechanicznem odpopielaniem, spotyka się jednak już nawet w małych generatorach. Najmniejszy generator z takiemi rusztami odpowiada wydajności około 170 m³ gazu na godzinę t. zn. mocy silnika



Rys. 2.
Mały generator z rusztem obrotowym fabr. Koerting'a (Hannover — Linden)
a — lej zasilający zewnętrzny, *b* — lej zasilający wewnętrzny, *c* — ruszt, *c'* — otwór dla rozpalania, *d* — napęd rusztu, *e* — popielnik, *g* — otwór do przetykania szybu, *i* — dopływ powietrza, *k* — dołączenie dla wentylatora, *l* — dopływ wody, *m* — przelew, *n* — otwór wyczystkowy.

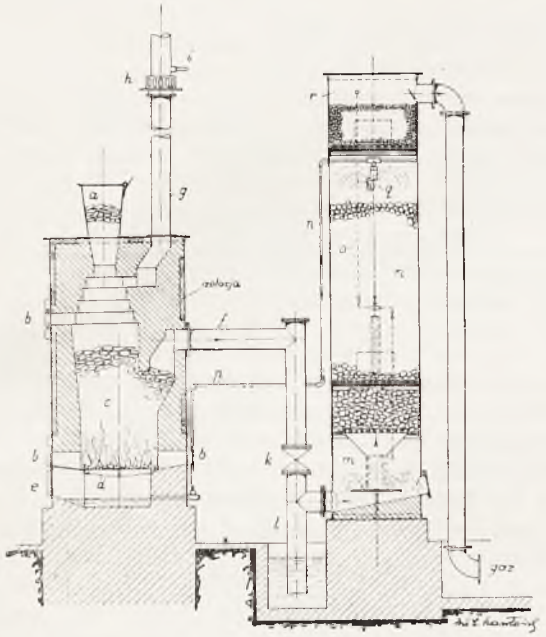
około 100 KM_e Powierzchnia rusztu np. dla koksu o bryłach 30 do 50 mm. wynosi:

$$F \sim 40 - 50 \, N_e \text{ cm}^2$$

dla objętości czynnej szybu generatora

$$V \sim 5000 \, N_e \text{ cm}^3,$$

z uwzględnieniem 3 – 4 godzinnej pracy jednym załadunkiem paliwa.



Rys. 4.

Generator dwupłomienny dla brykietów węgla brunatnego oraz oczyszczalnik kombinowany syst. Koerting'a

a — lej zasilający, *b* — drzwiczki paleniskowe, *c* — szyb generatora, *d* — ruszt, *e* — drzwiczki popielnika. *f* — przewód gazowy, *g* — komin, *h* — palnik gazów odlotowych, *i* — płomień zapalający, *k* — zasuwa, *l* — przewód z zamknięciem wodnem, *m* — oddzielacz pyłu. *n* — oczyszczalnik mokry gazu — podzielony (skruber) wypełniony grubym koksem. *o* — przewody miernicze ciśnienia gazu, *p* — przewody wodociągowe, *q* — natrysk. *r* — oczyszczalnik suchy gazu wypełniony drobnym koksem

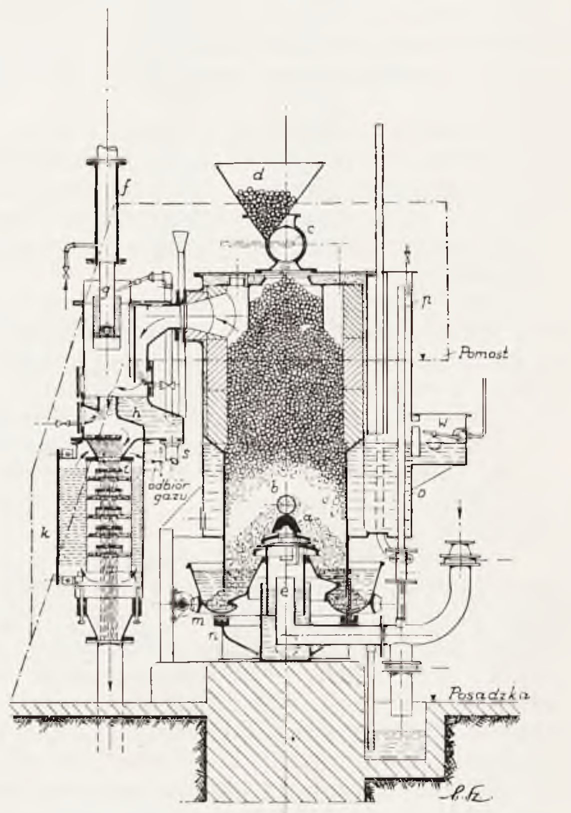
Na rysunku 4. widzimy kombinowany oczyszczalnik syst. Koerting'a. Dolna jego część tworzy właściwy skruber — mokry oczyszczacz; górna służy do suchego oczyszczania gazu. W ten sposób zbudowany oczyszczalnik nie zajmuje wiele miejsca w maszynowni.

Ponieważ dolna część koksu w skruberze najprędzej zanieczyszcza się, więc przewidziana jest jej łatwa wymiana. Skruber podzielony na dwie części, umożliwia szybkie odnowienie najniższej warstwy koksu; warstwy górne wystarcza zmieniać raz do roku. Wymiary skrubera pozwalają na ochłodzenie i przepłukanie gazu; objętość jego nie powinna być mniejszą od 1% objętości gazu zużytego przez silnik w godzinie. Ilość wody, wprowadzona natryskiem do płukania, odpowiada 5 litr. na 1 m³ gazu.

Oczyszczacz suchy — w omawianej konstrukcji — wypełniony jest drobnym koksem. Dla heblowin wzgl. wełny drzewnej powinien być większy i posiadać szeroką budowę.

Do wydzielania z gazu drobnych zanieczyszczeń, jakie ewentualnie mogą w nim pozostać po przejściu przez oczyszczalnik kombinowany — przed silnikiem — służy oczyszczacz mechaniczny t. zw. kondensator, który składa się z szeregu płyt blaszanych z otworami naprzemian ległemi.

Nieco inne wykonanie generatora na gaz ssany z koksu, przedstawia rys. 5. w wykonaniu wytw. Humboldt-Deutz.



Rys. 5.
Mały generator z rusztem obrotowym (Humboldt — Deutz)

a — ruszt obrotowy, *b* — otwór dla rozpalania, *c* — kosz cylindryczny zasilający, *d* — lej wewnętrzny. *e* — przewód powietrzno — parowy. *f* — komin, *g* — zamknięcie wodne gazu dla przełączania na komin wzgl. oczyszczalniki, *h* — chwytacz pyłu grubego, *i* — oczyszczalnik mokry (kaskadowy) płytkowy. *k* — oczyszczalnik suchy płytkowy. *m* — ślimak rusztu, *n* — łożysko kulowe, *o* — zbiornik wody odparowalnika, *p* — zbiornik wody z przewodami, *s* — zawór do odszlamowania, *w* — regulator do zasilania odparowalnika wodą.

Płaszcz jest również dwuściankowy-spawany, z blachy kotłowej. Wewnętrzna strona płaszcza (wodna), dla ochrony przed korozjami, jest pocynkowana. Również pocynkowany jest wystający brzeg płaszcza dla zamknięcia wodnego w zbiorniku rusztu obrotowego. Do zewnętrznego płaszcza przypojone są dwa zbiorniki, a mianowicie parowy i dla automatycznego zasilania wodą. Doprowadza-

nie pary do powietrza ssanego pod ruszt wykonane jest osobną rurą.

Ruszt mechaniczny — obrotowy — z odpielaniem, tworzy jeden tani odlew, wskutek czego obciążenie cieplne obejmuje całą jego objętość i niema obawy, iż odpali się wystająca część górna.

Osobliwością tego wykonania jest oczyszczalnik.

Już w samym przewodzie gazowym widzimy zamknięcie wodne przelotu do komina wzgl. do oczyszczalnika. Zamknięcie to zastępuje niewygodny kurek trójprzelotowy wzgl. podwójne zasuwy. Komora zamknięcia wodnego jest zarazem wstępną chłodnicą gazu i pochłaniaczem pyłu, jaki przedostaje się z generatora, Dla odszlamowania wnętrza komory z najgrubszego pyłu służy specjalny zawór.

Właściwe oczyszczanie gazu odbywa się w mokrym oczyszczaczu syst. kaskadowego, który zastępuje skruber. W ten sposób uzyskuje się dokładne wypłukanie gazu bez udziału koksu i trudności, jakich wymaga jego odnawianie.

Po przejściu przez mokry oczyszczacz gaz kieruje się do oczyszczacza suchego, który podobnie jak w „kondensatorze" składa się z płyt z naprzemian-ległemi otworami.

Wnętrze oczyszczalnika jest rozbieralne.

Szczegóły załadunku generatora paliwem i t. p. uwidocznione są na rysunku.

Dla antracytu objętość szybu jest nieco mniejsza: ($V = 3000\ N_e\ cm^3$)

Opisane dwa charakterystyczne generatory w wykonaniu Koerting'a i Humboldt-Deutz'a, pozwalają zorjentować się, iż główny nacisk kładzie się obecnie na stronę regulacyjną urządzenia oraz zmniejszenie całokształtu instalacji. Uproszczenie obsługi ma zbliżyć silnik gazowy do warunków pracy silników Diesel'a.

Równomierność składu gazu w wielu wypadkach regulują termostaty, pozostające pod wpływem temperatury nasycenia powietrza parą wodną.

PALIWA MAŁOWARTOŚCIOWE.

Przechodzimy do drugiej grupy generatorów — dla paliw smołowcowych, małowartościowych.

Generatory dla paliw małowartościowych, a mianowicie węgli brunatnych, torfu, drzewa, odpadków drzewa suchego i zielonego, łusek zbożowych i t.p., wykonywuje się przeważnie bez wydzielania smoły. W małych siłowniach nie opłaca się budować potrzebne w tym celu specjalne urządzenia, które wymagają za wiele pracy przy obsłudze. Węglowodory ciężkie, smołowcowe spala się w generatorze na H_2O i CO_2, poczem redukuje się je na CO i H_2.

O ilościach smoły wydzielanej na 100 kg paliwa możemy dowiedzieć się np. z badań, jakie prof. dr. inż. K. Neumann przeprowadził na generatorze Koerting'a dla 40 *KMe* silnika gazowego.

Paliwo	Węgiel brunatn. (surowy)	Torf	Drzewo ziel. liściaste (gałęzie)
Zawartość wody w paliwie %	53	26,5	35,7
Dolna wartość opałowa *cal/kg*	2291	3140	2583
Dolna wartość opałowa gazu w *cal/m³*	1293	1298	1460
Moc silnika *KMe*	40,6	41,3	41,3
Zużycie paliwa w kg/ /*KMeg*/	1,528	1,130	1,505
Uzyskana ilość bezwodnej smoły na 100 kg paliwa w kg	2,1	7,1	5,2

Z powyższego zestawienia odgazowania trzech paliw — węgla brunatnego, torfu i gałęzi drzewa liściastego — widzimy, iż najwięcej smoły uzyskano z torfu. Dokładna analiza tej smoły dała następujące wyniki:

I. Części lotnych w parze wodnej:

Olejów neutralnych	10,1 %
Części składowych kwaśnych .	5,0 %
Innych części	0,9 %
Razem lekkich olejów	16,0 %

II. Części nielotnych w parze wodnej:

Olejów smarnych	30,0 %
Twardej parafiny	9,9 %
Miękkiej „	8,0 %
Fenoli rozpuszczalnych w wodzie	2,0 %
Fenoli rozpuszczalnych w benzynie	2,4 %
Części składowych kwaśnych nierozpuszczalnych w benzynie	13,5 %
Razem ciężkich olejów	65,8 %

III. Asfaltów i części nierozpuszczalnych w benzynie . . 18,2 %

Ciężar właściwy przy 15°*C* . . 1,016

Dolna wartość opałowa . 8450 *cal/kg*

Głównemi składnikami wydzielonej smoły są fenole i węglowodory o budowie alifatycznej (parafiny, olefiny, nafteny). Węgiel brunatny zawiera 10 — 20% fenoli i stosunkowo dużo parafin — podobnie jak torf — około 20% i wyżej.

Wydzielanie smoły odbywa się zazwyczaj sposobem Theisen'a — przez odpowiednie ochłodzenie i wymycie gazu.

Po tych paru wyjaśnieniach, dotyczących smoły powrócimy do budowy generatorów dla paliw smołowcowych bez wydzielania

smoły. Dotychczas, tego rodzaju generatory buduje się z dwiema strefami spalania: strefą górną, w której świeże paliwo zostaje skoksowane, przyczem tworzące się ciężkie węglowodory zostają spalone i rozłożone na CO i H_2 podczas przejścia przez rozżarzone warstwy. Gaz odbierany jest w środku szybu. Skoksowane paliwo zsuwa się do dolnej części generatora ponad ruszt, nad którym jest druga strefa spalania. Pod ruszt podobnie jak i u góry dopływa powietrze, przyczem pod ruszt zazwyczaj nasycone parą wodną zależnie od gatunku paliwa i zawartej w niem wilgoci. Górny płomień niszczy więc węglowodory smołowcowe — dolny, — jak w poprzednio opisanych generatorach, spala koks i utrzymuje rozżarzoną warstwę redukcyjną w odpowiedniej temperaturze, w której odbywa się właściwy proces gazowania.

Ponieważ podczas zasysania w generatorze i w oczyszczalnikach istnieją stosunkowo znaczne opory, często włącza się między silnik i oczyszczalniki osobny wentylator, który gaz zasysa i podaje przez zbiornik wyrównawczy silnikowi.

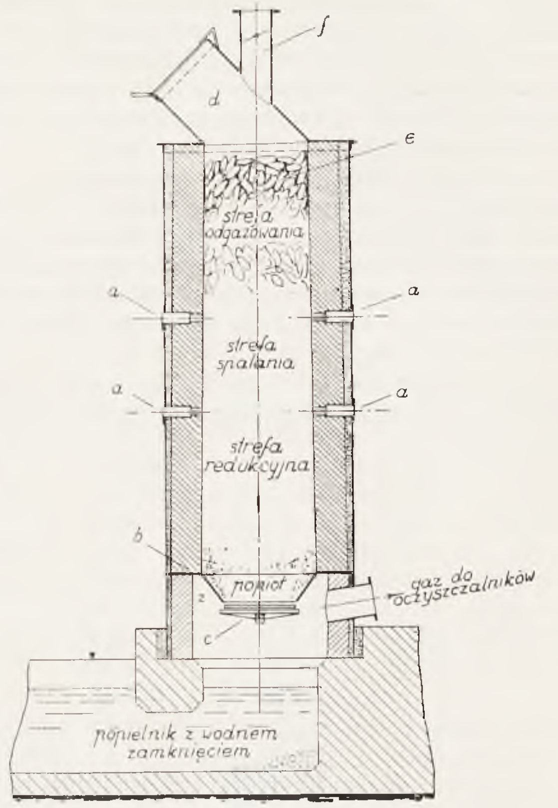
Generatory z dwustrefowem spalaniem trudne są w rozpalaniu i do uzyskania równowagi cieplnej wymagają najmniej 6—8 godzin czasu. To też unika się zazwyczaj zupełnego wygaszania takich generatorów podczas przerw w ruchu. Mają one jeszcze i tę ujemną stronę, że przy nieodpowiedniej obsłudze może przesuwać się wewnątrz szybu rozżarzanie warstwy w niewłaściwe miejsca, przyczem może zajść niebezpieczeństwo, iż nierozłożone pary smołowcowe dostaną się do gazu i wraz z nim do silnika.

Doświadczenia z praktyki uczą, iż stosunkowo mała zawartość smoły w gazie działa szkodliwie na przewody i silnik, np. $^1/_{10}$ *gr* smoły na 1 m^3 gazu, może w krótkim czasie doprowadzić silnik do postoju.

Mimo tych wad generatory takie utrzymują się jeszcze do dziś w różnych instalacjach; wprowadzone zostały w 1904 roku.

W ostatnich dziesiątkach lat wypróbowano nowy system generatorów dla paliw smołowcowych; są to t. zw. generatory o odwróconem spalaniu.

Na rys. 6 przedstawiony jest taki generator według wykonania f-my Koerting. Za wyjątkiem węgla kamiennego nadaje się on do gazowania wszelkich paliw, a więc węgla brunatnego, torfu, drzewa i t. p. Dopływ powietrza jest podwójny, a mianowicie u góry i przez szereg otworów w środku wysokości na obwodzie szybu. Powietrze doprowadzane do środka szybu można regulować przez odpowiednie przysłonięcie otworów, które rozmieszczone są zazwyczaj w dwóch wzgl. trzech szeregach i mają kształt okrągły wzgl. podłużny. Generator wyłożony jest wewnątrz cegłą szamotową, która powinna wytrzymać około 1700°*C*; między wykładziną szamotową a blaszanym płaszczem założona jest dobra izolacja.



Rys. 6.
Generator dla paliw małowartościowych

a — doprowadzenie powietrza (rozetki), *b* — kosz popielnikowy będący dolną częścią generatora, *c* — ruszt płaski z rowkami, *d* — lej zasilający, *e* — szyb generatora, *f* — komin z klapą, *z* — zgartywacz popiołu i żużla.

Szyb generatora, nieco zwężony w górnej części, umożliwia utrzymanie należytego płomienia przy zmniejszonem obciążeniu silnika i łatwiejsze zsuwanie się skoksowanego paliwa w dół.

Gaz odchodzi do oczyszczalników i silnika dołem; spód generatora posiada zamknięcie wodne.

Wskutek wprowadzenia powietrza bocznemi otworami, w środku szybu powstaje strefa ogniowa, ponad którą wywiązują się i ulegają spaleniu ciężkie węglowodory. Ciepło powstałe ze spalania użytkowane zostaje w dolnej części szybu, gdzie odbywa się rozkład i reakcja dwutlenku węgla i pary wodnej na tlenek węgla i wodór. Strefę redukcyjną tworzy więc rozżarzony koks zsuwający się pod strefę ogniową.

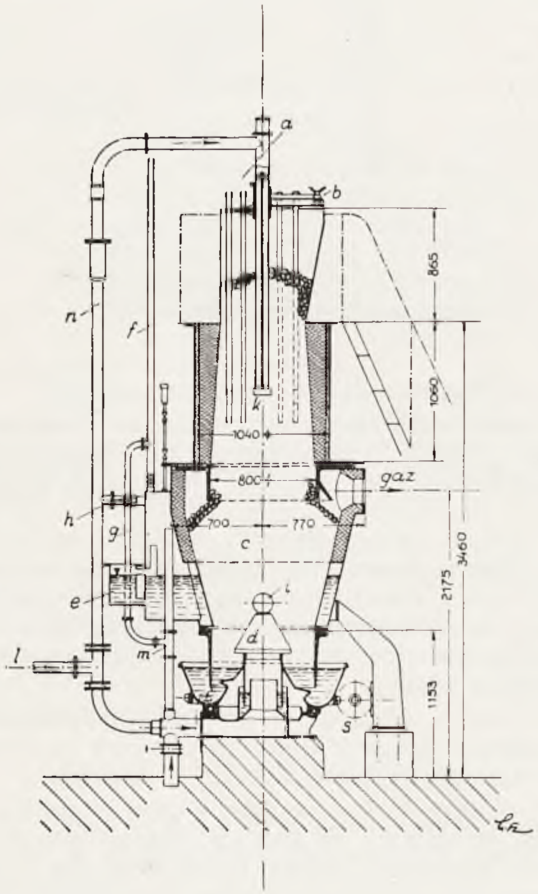
Ponieważ stosowane w tych generatorach paliwa mają wiele wilgoci, powietrze do spalania nie wymaga osobnego nasycania parą wodną.

Ruszt generatora jest prosty: płaska płyta żeliwna z podłużnemi rowkami.

W dawniejszych wykonaniach trudno było ruszt należycie odpopielić, gdyż stykał się on bezpośrednio z szybem generatora Najnowsze konstrukcje usunęły tę trudność i to w prosty sposób. A mianowicie ruszt osadzono nieco niżej od dolnej krawędzi szybu i ponad rusztem założono zwykły zgartywacz popiołu, który z łatwością można przesuwać dźwignią umieszczoną z zewnątrz

Oczyszczalniki dla tego generatora są podobne do poprzednio omawianych. Generator pracuje bez pomocy wentylatora, przez zasysanie silnika. Wobec zupełnego spalania ciężkich węglowodorów gaz nie zawiera nawet śladów smoły, to też nie wymaga dodatkowych oczyszczaczy.

Inny generator t. zw. uniwersalny, dla gazowania małowartościowych paliw, widzimy na rys. 7.

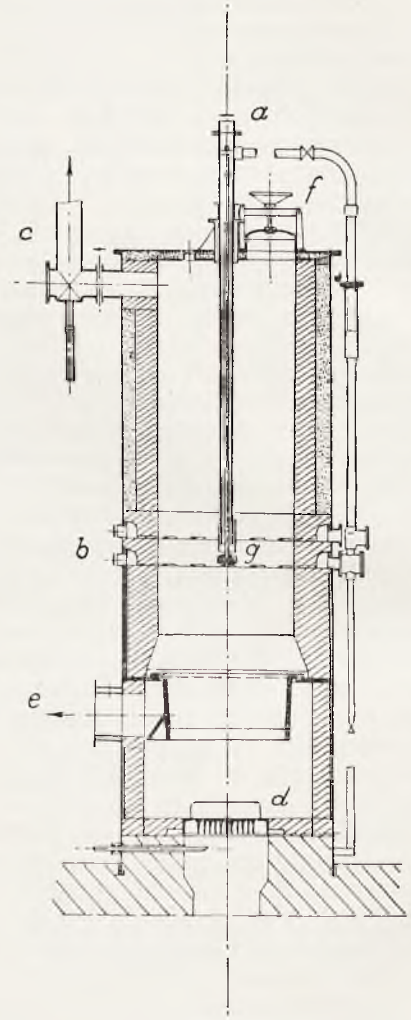


Rys. 7.
Generator uniwersalny dla różnych paliw.

a — dopływ powietrza, *b* — otwór zasilający szyb paliwem, *c* — szyb generatora, *d* — ruszt mechaniczny — obrotowy, *e* — zbiornik pływaka regulującego dopływ wody do odparowania i nasycania powietrza, *f* — *g* — przewód parowy połączenia z atmosferą, *h* — dodawanie pary do powietrza górnego, *i* — otwór do zapalania szybu i żużlowania, *k* — wyloty powietrza górnego *l* — przewód od wentylatora, *m* — klapa trójdrogowa, *n* — przewód powietrza górnego, *s* — napęd obrotowy rusztu, który można regulować. Najmniejsze posuwy dla drzewa.

Generator wytw. Humboldt-Deutz'a dla silnika 200 *KM* odpowiada ilości wytworzonego gazu — około 350 m^3 na godz. Nazywa się „uniwersalny", gdyż nadaje się on również i dla paliw bezsmołowych. Jest to właściwie generator zmodernizowany — dwupłomienny. Na szczególną uwagę zasługuje sposób doprowadzania powietrza do środka szybu oraz urządzenie dla pary dodatkowej.

Szczegóły uwidacznia rysunek.



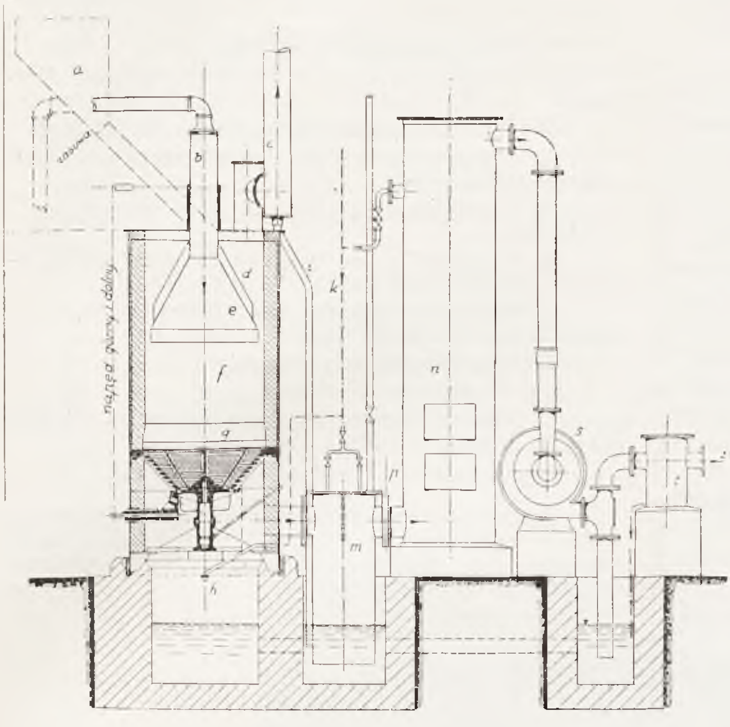
Rys. 8.
Nowy generator o dwu strefach spalania (dwupłomienny) dla węgla brunatnego, drzewa, odpadków drzewnych i t.p.

a — doprowadzenie powietrza do środka szybu, *b* — powietrze boczne (do regulowania), *c* — komin z odwodnieniem ,*d* — ruszt, *e* — odbiór gazu do oczyszczalników i do silnika, *f* — otwór dla zasilania szybu generatora paliwem, *g* — wylot powietrza środkowego.

Rysunek 8 pokazuje również nowoczesny generator dwupłomienny, w którym strefę górną ogniową ustala dopływ powietrza wykonany podwójnie: bocznemi kanałami rowkowemi oraz środkową rurą żeliwną, odporną na wysokie temperatury.

Na rys. 9 widzimy generator wytw. Humboldt-Deutz'a przeznaczony specjalnie dla róż-

nych odpadków roślinnych, a więc plew zbożowych, łusek i t. p



Rys. 9.

Generator i oczyszczalnik dla paliwa z odpadków roślinnych, łusek, plew i t.p.

a — zbiornik paliwa (bunker), *b* — przewód powietrzny, *c* — komin, *d* — stożkowy lej dla paliwa, *e* — stożkowy lej dla powietrza, *f* — szyb generatora, *g* — koszykowy ruszt schodkowy, *h* — skraplacz wodny popiołu, *i* — odwodnienie komina, *k* — przewody wody chłodzącej, *m* — wydzielacz pyłu z gazu, *n* — oczyszczalnik mokry, *p* — zawór, *s* — ekshaustor dla gazu, *t* — oczyszczalnik końcowy gazu z odwodnieniem.

UWAGA:

Dla uniknięcia nierównego wypalania się paliwa w szybie, a więc tworzenia się kraterów i kanałów w strefie gazującej, stożkowy lej doprowadzający powietrze oraz koszykowy ruszt posiadają urządzenie do ruchu obrotowego — postępowego. Wywołany w ten sposób przerywany podsuw zapobiega również tworzeniu się żużli w strefie redukcyjnej.

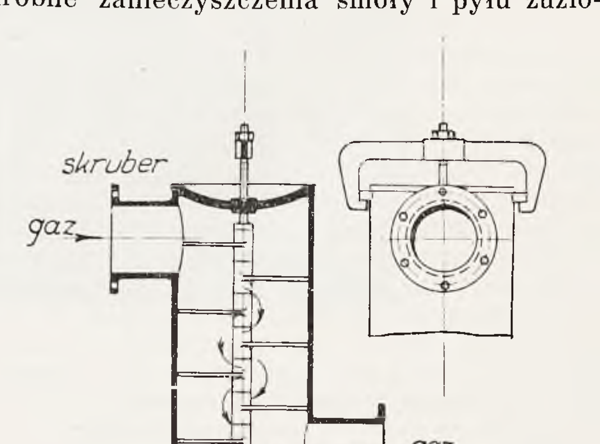
Generatory dla takich paliw muszą z dwu względów posiadać odpowiednie wymiary szybu i konstrukcję rusztu. Pierwszy – to zła przepuszczalność gęsto naładowanego szybu dla powietrza i gazu; drugi — to stosunkowo niski punkt topliwości części mineralnych, jakie paliwa te zawierają w znacznych ilościach.

Dopływ powietrza do wnętrza szybu wykonany jest szerokim lejem, obejmującym znaczną powierzchnię przekroju szybu. Ruszt wklęsły – obrotowy — z poprzecznemi szczelinami, ułatwia przepływ gazu do dolnego otworu, na oczyszczalniki i poniekąd zwiększa objętość warstwy redukcyjnej. Ponieważ generator daje wielki opór podczas zasysania silnika, między końcowym oczyszczalnikiem a skruberem włączony jest wentylator. Gaz z generatora przechodzi więc kolejno przez oddzielacz pyłu, skruber, wentylator – do końcowego oczyszczalnika i ostatecznie do zaworu mieszankowego silnika. Końcowy oczyszczalnik jest zarazem wyrównywaczem ciśnień gazu przed silnikiem.

Wentylatory — jakkolwiek zabierają nieco mocy silnika — pomagają w dużej mierze procesowi odgazowania. Wiadomo, że zdolność rozkładu CO_2 i H_2O w strefie redukcyjnej zależy nietylko od temperatury ale również i od podciśnienia; wzrasta wraz z temperaturą i zmniejszającem się ciśnieniem w warstwie szybu.

Do wydzielania resztek smoły, które ewentualnie mogłyby przedostać się do gazu, a które, jak już zaznaczyłem, są szkodliwe dla silnika, stosowane są przeważnie oczyszczacze mechaniczne. Rys. 10 pokazuje najprostszy oczyszczacz płytkowy, umieszczany zazwyczaj zaraz za oczyszczaczem mokrym. Oczyszczacz syst. Theisen'a polega na innej zasadzie; jest on jednym ze starszych.

Gaz wprowadzany jest do bębna obrotowego. Na wewnętrznej powierzchni tego bębna umocowane są mechaniczne przeszkody np. siatki, kraty i t. p., na których osiadają drobne zanieczyszczenia smoły i pyłu żużlo-



Rys. 10.

Płytkowy wydzielacz resztek smoły z gazu, włączany za skruberem przed oczyszczalnikiem suchym (syst. Pelouse).

wego. Dla napędu oczyszczacza obrotowego potrzeba około 2% mocy wytworzonej przez silnik; jest to więc oczyszczacz stosunkowo drogi.

Dla stłumienia drgań przepływu gazu do silnika włącza się w końcu przewodu—przed zaworem mieszankowym—zbiornik wyrównawczy. Oczywiście, by tłumienie było skuteczne, zbiornik musi mieć odpowiednią objętość; najmniejsza objętość winna odpowiadać dziesięciokrotnej objętości skokowej silnika.

Opisane w ramach artykułu charakterystyczne generatory gazowe wykonania Koerting'a i Humboldt-Deutz'a pozwalają zorjentować czytelnika o postępach w tej dziedzinie w Niemczech, gdzie szczególnie kładzie się nacisk na możność zużytkowania dla silników spalinowych paliw rodzimych. Również i w innych krajach—w budowie generatorów, ostatnie lata notują wiele ulepszeń. Jesteśmy świadkami nawrotu do silników gazowych, które wobec taniego paliwa konkurują z silnikami Diesel'a.

Literatura:

1) Wirtschaftliche Verwertung der Brennstoffe,—de Grahl.

2) Brennstoffchemie,—Wirth.

3) Gasgeneratoren und Gasfeuerungen,—v. Hermann.

4) Verbrennungskraftmaschinen,—H. Güldner.

5) Wärmetechnik des Gasgenerator- u. Dampfkesselbetriebes,—Fuchs.

6) Verbrennungskraftm. u. Generatoren, — Spielmann.

7) Fortschritte im Bau von Sauggasanlagen, — Kirnich (Z. d. V. d. I.) 1932.

8) Eigenkraftanlagen mit Gaserzeugern, — Schmidt (Z. d. V. d. I.) 1935.

9) Die Gaserzeuger,—Trenkler.

10) Generatorgas,—Gwosdz.

11) Untersuchungen an Gaserzeugern, — Hecker (Arch. f. Wärmew.) 1933.

12) Hütte tom IV wyd. 25, str. 661—714.

Zamieszczone w tekście artykułu rysunki zaczerpnięto z wyżej cytowanych dzieł oraz z najnowszych katalogów f-my Körting, Humboldt-Deutz, fabr. silników Obeurrsel, Pintsch i innych.

EDMUND CHROMIŃSKI, Prof. Akademji Górniczej.

SPRAWNOŚĆ KOTŁÓW PAROWYCH

DOBÓR PALIWA.

W rozwoju techniki parowej zaznaczył się w ostatnich latach znamienny postęp. Poznanie właściwości pary wysokoprężnej, udoskonalenie materjałów do bydowy kotłów, pogłębienie wiedzy w dziedzinie przewodnictwa ciepła, zachęciło znawców tego przedmiotu do szukania nowych dróg, prowadzących do zmniejszenia kosztów wytwarzania energji, a tem samem szerszego jej rozpowszechniania przy pomocy udoskonalonego napędu parowego. Wyłoniły się śmiałe pomysły budowy kotłów parowych lekkich o bardzo dużej wydajności, zatem poszły ulepszenia silników parowych, dostosowanie ich do wyższych prężności i temperatury pary.

Nie wszystkie urzeczywistnione dotąd nowe projekty uwieńczone zostały takim skutkiem, aby je można było stosować powszechnie; doświadczenia jednak dotychczasowe, potwierdzające słuszność podstawowych założeń , rokują dobre nadzieje na osiągnięcie zamierzonych celów. Wraz ze zmnianami budowy, zdążającemi do zmniejszenia kosztów zakładowych, idą wysiłki w kierunku podniesienia sprawności pracy kotłów przez coraz większe wykorzystanie ciepła spalin odlotowych i odpowiednią rozbudowę palenisk dla osiągnięcia jaknajlepszego procesu spalania się paliwa.

Jednym z ważniejszych warunków podniesienia ekonomji pracy kotłów jest odpowiedni dobór paliwa do ustroju kotła i paleniska. Co prawda przy wysokiej komorze ogniskowej osiąga się pewną niezależność od gatunku węgla, sprawa ta jednak nie została dotąd dostatecznie wyjaśniona i granice wysokości komory w związku z rodzajem paliwa nie są określone. W większym znacznie stopniu występuje potrzeba doboru paliwa do kotłów o małej przestrzeni ogniowej, a takich jest u nas przeważająca ilość.

Brak jakiegoś ugrupowania naszych różnorodnych węgli pod względem ich charakterystyki spalania utrudnia wybór. Zakłady przemysłowe wybierają te gatunki, które wykazują największą wartość użytkową, wypośrodkowaną drogą prób, przeprowadzonych często pobieżnie przy jednakowym zazwyczaj sposobie palenia, dla tego nie zawsze dochodzą do słusznej oceny ich wartości. Bardziej szczegółowe pomiary cieplne są dla ruchu niewygodne i kosztowne. Ale i one nie dają możności wniknięcia bliższego w istotę procesu spalania, skoro niewyśledzone straty, w ilości zwykle kilku procentów, wchodzą do bilansu zużycia ciepła. Budzą one zarazem podejrzenie, czy pomiary wykonano dokładnie. Nie mogą one być uważane za straty promieniowania, albowiem przy tak dużem przechodzeniu ciepła do otoczenia praca w kotłowni byłaby niemożliwą bez osobliwego przewietrzenia. Te stosunkowo duże braki w zestawieniu bilansowem ciepła pochodzą z niedokładnego określenia składni-

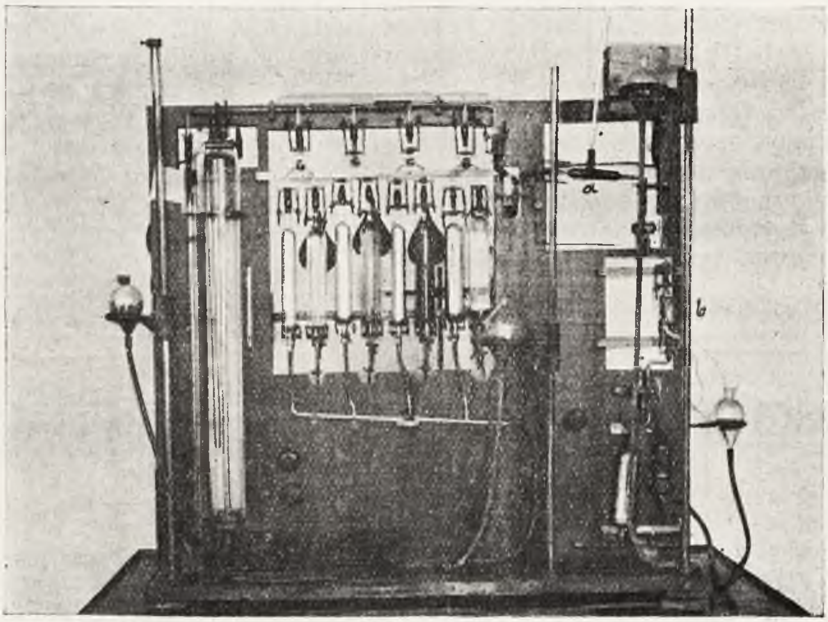
ków spalin. Były podejmowane poważne próby*) oznaczenia metanu i wodoru w spalinach, aby na tej podstawie dokładnie obliczyć straty niezupełnego spalania. Usiłowania te rozbiły się jednak o brak odpowiedniego aparatu do wykonania dokładniejszej analizy spalin, obejmującej wymienione składniki. Rozpowszechnione było mniemanie, że metan spalać się musi na CO i CO_2 a wodoru mogą być w spalinach tylko ślady, bez znaczenia bilansowego.

Otrzymywało się nieraz różnice w wielkości strat niewykazanych z prób, przeprowadzonych w tych samych warunkach, a z różnemi gatunkami węgla. Wolno było również przypuszczać, że te różnice wiążące się ściśle z zawartością metanu i wodoru w spalinach i to zjawisko będzie najważniejszym czynnikiem do określenia charakterystyki spalania się paliwa w danych warunkach.

(b). Nie mało czasu trzeba było poświęcić na ulepszenie pierwotnej konstrukcji, aby zwiększyć stopień dokładności analizy. W obecnym stanie aparat daje wyniki zupełnie zadawalające, normalnie bowiem odchyłki odczytowe wahają się ledwie w setnych częściach procentu.

Mogąc się oprzeć na dokładniejszej analizie spalin, przystąpiłem do badania dwóch rodzajów węgli, w celach jednak porównawczych wykonałem dorywcze próby z paru innemi gatunkami. Trudne warunki pracy i brak środków nie pozwoliły na rozszerzenie zakresu ściślejszych badań na większą ilość gatunków i ich mieszanek. Osiągnięte dotąd wyniki uważam za wstępny krok do dalszej programowej pracy w tej dziedzinie.

Poznanie charakterystyki spalania się naszych węgli leży w interesie tak dostawców jak i odbiorców, w szczególności zaś ważne



Rys 1

Aby wypośrodkować pewne odrębności, cechujące pod tym względem różne rodzaje paliw, trzeba było w pierwszym rzędzie szukać rozwiązania sprawy dokładniejszej analizy spalin. Podjąłem się tej pracy dzięki zasiłkowi, otrzymanemu na ten cel od Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, na wniosek ówczesnego Prezesa Zarządu Prof. Dr. Inż. W. Chrzanowskiego.

Duże wysiłki poświęcone budowie aparatu zostały uwieńczone pomyślnym skutkiem. Przy żywym i pełnym inicjatywy współudziale Dr. E. Drozdowskiego, Inż. F. Petryka i częściowej pomocy Inż Z. Kijaka powstał aparat, wskazany na rys. 1, z urządzeniem do spalania wodoru (a) i metanu

*) Prof. Constam, V. D I. 1909 str. 1837 i nast.

może oddać usługi przy wysyłkach na rynki zagraniczne.

Dotychczasowe spostrzeżenie oparte na dużej ilości przeprowadzonych pomiarów, wskazywałyby na to, że wodór pojawia się w spalinach dość sporadycznie, natomiast metan jest stałym ich składnikiem. Ilość metanu zmienia się w czasie wahań w natężeniu rusztu, małym ulega zmianom po ustaleniu się siły ogniska. Otrzymywane dotąd ilości obracają się w granicach od 0 13% do aż powyżej 1% Zamieszczam niektóre zbliżone do siebie analizy spalin, pochodzących z 4 gatunków węgli, tak: A i B zbadanych dokładnie, i dość wszechstronnie węgla C poznanego z paru prób i D niezbadanego, zbliżonego jednak do gatunku B. tylko węgla „D" pobrano spaliny przy słabem, w danych warunkach nor-

malnem obciążeniu kotła, przyczem zwiększenie siły ogniska było niemożliwe. — Przytaczam je jako przykład procesu spalania się tego węgla w postaci pyłu:

Niska komora ogniskowa — Kocioł lokomobilowy

Węgiel	A q = 4700 ciepł.		B q = 6300 ciepł.		C q = 6880 ciepł.	
CO_2%	10.27	13.55	9.93	12.91	11.20	13.90
O_2	9.52	5.51	9.92	6.61	8.57	4 60
CO	0.00	0.00	0.00	0.05	0.00	0 27
H_2	C.08	0.07	0.12	0.07	0.07	0.06
CH_4	0.36	0.31	0.31	0.32	0.15	0.13

Wysoka komora ogniskowa

Węgiel	A		B		D (pył węglowy	
CO_2	9.56	12.89	9.96	13.00	4.17	6.30
O_2	10.15	6.23	10.40	6.95	16.31	13.97
CO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
H_2	0.00	0.05	0.11	0.12	0.00	0.10
CH_4	0.15	0.14	0.30	0.37	0 27	0.31

Powyższe analizy jako przykłady wyjęte z całości dokonanych pomiarów, nie uprawniają do wyciągania zbyt daleko idących wniosków, rzucają one jednak sporo światła na ujawnione różnice w przebiegu procesu spalania tych gatunków. Najbardziej interesującem zjawiskiem jest to, że wpływ wysokości komory ogniskowej jest inny dla obydwóch gatunków *A* i *B*. Wysoka komora ogniskowa nie polepsza procesu spalania się węgla *D* i *B* pod względem zawartości metanu nawet w palenisku pyłowem. Dalsze porównawcze próby wyjaśni, w jakim zakresie i rozpiętości będzie można podzielić nasze węgle według stopnia oddziaływania wysokiej komory ogniskowej na przebieg procesu spalania. Powinny one zarazem ustalić opłacalność budowania drogich komór i kotłowni, gdy jakiś zakład skazany jest na opalanie kotłów danym gatunkiem węgla.

Wpływ wysokiej komory ogniskowej sięga jednak dalej. Zmniejsza ona ilość ciepła, odchodzącego przez promieniowanie do części kotła, znajdującej się nad ogniskiem, skutkiem czego spaliny o wyższej temperaturze dostają się do dalszych części kotła, przez co zwiększa się średnia wydajność powierzchni ogrzewalnej. Te jednakowoż usługi w wielu wypadkach i dużej mierze może oddać odpowiednie sklepienie zapłonowe.

W spalinach mogą być inne węglowodory, jak np. etylen. Wszystko jednak przemawia za tem, że będą to ilości niezmiernie małe.

Sposób obliczenia strat cieplnych, wyniki przeprowadzonych prób i końcowe wnioski zamieszczam w następnych rozdziałach.

(d. c. n.)

Inż. ST. FELSZ

NIEŚCISŁOŚCI I POPRAWKI W USTALONYCH WZORACH STRAT KOTŁOWYCH *)

5. Przybliżone wartości strat i niektórych czynników.

Jeden kg węglika (jako pierwiastka *C*), spalony całkowicie na CO_2 potrzebuje 8,9 α m^3 powietrza przy nadmiarze jego α (licząc okrągło 0,3 kg tlenu w 1 m^3 powietrza) i wydziela 8100 kal. ciepła.

Na każdą wydzieloną kilokalorję wypada:

$$\frac{8{,}9 \,.\, \alpha}{8{,}1} = 1{,}1 \,.\, \alpha \text{ w } m^3 \text{ powietrza przy } O^0 \text{ i } 760\, mm$$

ciśnienia (albo na wydzieloną kalorję — 1,1 . α litra) **).

Objętość wytworzonych gazów spalinowych jest przy 0^0 i 760 *mm* nieco większą, ale o tak drobny ułamek, że można z nim narazie nie liczyć się.

Przy takiem całkowitem spalaniu węglika wartość 1,1 . α $m^3/klkal.$ jest miarą cieplikowego rozrzedzenia spalania, przyczem wartość $s = 1{,}1$ dla 0^0 i 760 *mm* nazwiemy wskaźnikiem tego rozrzedzenia.

Wskaźnik ten oznacza ilość m^3 powietrza przypadającą na wydzieloną przy spalaniu kilokalorję przy teoretycznej ilości powietrza 1, a rozrzedzenie ciepła spalania w stopniu $s \,.\, \alpha$ jest to pojęcie odwrotne do zawartości ciepła spalania $c \,.\, T$ t. j. do ilości *klkal.*, zawartych w m^3 gazów podczas spalania, z włączeniem energji promienistej spalania, — podobnie do tego jak objętość właściwa materji jest odwrotnem pojęciem do jej ciężaru właściwego.

Stąd wynika zależność:

$$s \,.\, \alpha \,.\, c \,.\, T = 1000 \text{ kal.}$$

o ile $c\,T$ obliczamy w kalorjach na m^3, a s — w m^3 na kilokalorję.

Zatem zawartość cieplikowa spalania węglika na CO_2, liczona powyżej temperatury powietrza,

*) Por. „*Technika Cieplna*“ 1926, str. 48.

**) Należy zaznaczyć, że wszystkie podawane tu liczby objętościowe (*S* i *s*) są liczone dla temperatury powietrza 0^0 i dla ciśnienia 760 mm. sł. rt. Dla 15^0 i dla 1 atm. metr. wszystkie te liczby muszą być zwiększone w stosunku 9,7 : 8,9, czyli o 9%.

$$cT = \frac{1000}{1{,}1 \,.\, \alpha} = \frac{910}{\alpha}\ kal/m^3, \text{ przy } 0^0 \text{ i } 760\ mm.$$

Z tego przy wiadomym nadmiarze powietrza α łatwo obliczyć w przybliżeniu zawartość cieplikową tego spalania.

Jeżeli z kg węglika pewna jego część n_c nie ulega spaleniu, wydzielając się w postaci żużla i lotnego węgla to objętość spalin wynosi $S = (1 - n_c) \,.\, 8{,}9 \,.\, \alpha$ w m^3, sprawność spalania $\eta_r = 1 - n_c$, a ilość wydzielonego ciepła $\eta_r \,.\, K = (1 - n_c) \,.\, 8{,}1$ *klkal.*

Na wydzieloną *klkal.* wypada wtedy również $\frac{S}{\eta_r \,.\, K} = 1{,}1 \,.\, \alpha$ w m^3 powietrza, względnie trochę więcej gazów spalinowych, a zawartość cieplikowa spalania $cT = \frac{\eta_r \,.\, K}{S} = \frac{1000}{1{,}1\ \alpha}$ w *kal/m*³ nie ulega żadnej zmianie.

Straty w niedopałkach węglika nie zmieniają więc natężenia ciepła spalania węglika. Tymczasem według ustalonych wzorów sprawność spalania przyjmuje się jako wartość $1 - n_c$, a objętość spalin liczy się tak, jakby strat n_c nie było. Stąd wypadają błędne — zbyt małe liczby dla cT.

Inaczej jest nieco, jeśli część C_{co} węglika spala się na tlenek węgla. Wtedy zużywa się tylko połowa powietrza, potrzebnego na pełne spalanie t. j. $4{,}45 \,.\, C_{co} \,.\, \alpha$ w m^3, a wydziela się tylko 2500 C_{co} *kal.* czyli traci się 5600 C_{co} *kal.*

Zatem przy spaleniu C_{co} części kg węglika na CO, ilość powietrza, potrzebnego na spalenie kg. węglika, wynosi w m^3

$$S = 8{,}9\,(1 - 0{,}5 \,.\, C_{co}) \,.\, \alpha$$

a ilość wydzielonego ciepła wynosi w *klkal* na kg węgla:

$$\eta_r \,.\, K = 8{,}1 - 5{,}6 \,.\, C_{co} = 8{,}1\,(1 - 0{,}69 \,.\, C_{co}).$$

Wtedy ilość powietrza na wydzieloną *klkal.* wypada w m^3:

$$s\,\alpha = 1{,}1 \,.\, \alpha \frac{1 - 0{,}5 \,.\, C_{co}}{1 - 0{,}69 \,.\, C_{co}} \lessgtr 1{,}1 \,.\, \alpha\,(1 + 0{,}2 \,.\, C_{co})$$

a natężenie ciepła spalania w kal. na m^3

$$cT = \frac{910}{\alpha} \,.\, \frac{1 - 0{,}69 \,.\, C_{co}}{1 - 0{,}5 \,.\, C_{co}} \lessgtr \frac{910}{\alpha} \,.\, (1 - 0{,}2 \,.\, C_{co})$$

Jeżeli naprz. $C_{co} = 0{,}1$, t. j. jeżeli aż 10% węglika spala się na tlenek węgla, co odpowiada stracie $n_{co} = 7\%$, to zawartość cieplikowa spalania zmniejsza się o 2%, a wartość s wzrasta o 2% do wartości 1,12 *).

Przy spalaniu 1 kg wodoru na parę wodną wydziela się 29 *klkal* użytkowych, na co potrzeba $26{,}7\,\alpha$ powietrza przy 0^0 i 760 *mm.*

Na *klkal* użytkową potrzeba zatem $0{,}92 \,.\, \alpha$ w m^3 powietrza, a zawartość cieplikowa spalania wynosi $\frac{1080}{\alpha}$ *kal/m*³.

Mamy tu niższy wskaźnik $s = 0{,}92$, którego nie zmieniają straty na niespalonym wodorze węglowodorów.

Dla ścisłego obliczania samej tylko zawartości cieplikowej spalania wodoru i węglowodorów należałoby brać ich górną wartość cieplną. Naprzykład dla wodoru wypadałoby

$$s = \frac{26{,}7\ m^3}{34{,}2\ klkal} = 0{,}78\ m^3$$

a zawartość cieplikowa jego spalania

$$cT = \frac{1000}{s \,.\, \alpha} = \frac{1280}{\alpha} \text{ w } kal. \text{ na } m^3.$$

Dla różnych węglowodorów, przy spalaniu których część ciepła pochłania ich rozszczepienie, wypadają następujące liczby teoretycznego zapotrzebowania powietrza S przy 0^0 i 760 *mm*, wydzielanego ciepła użytkowego K (dolne) i odnośnej wartości s

TABLICA 5.

Rodzaj paliwa	Zapotrzebowanie powietrza m^3/m^3	Wartość użytkowa *klkal/m*³	$s = \frac{m^3 \text{ powietrza}}{klkal. \text{ użytk.}}$
Metan CH_4	9,5	8,52	1,12
Etan C_2H_6	16,7	15,15	1,10
Etylen C_2H_4	14,3	14,10	1,02
Acetylen C_2H_2	11,9	13,50	0,89
Gaz świetlny	5,2	5,00	1,04
Tlenek węgla	2,4	3,05	0,78

Jak widać najważniejsze węglowodory lekkie dają tu wartość s bliską do 1,10, t. j. do wartości s dla węglika jako pierwiastka.

Wreszcie przy całkowitem spalaniu siarki zawartej w węglu, wartość jej wskaźnika wynosi $s = \frac{3{,}4}{2{,}5} = 1{,}35$, a na *klkal.* potrzeba $1{,}35 \,.\, \alpha$ w m^3 powietrza, co obniża zawartość

*) Zamiast C_{co} części węglika, spalanego na CO, można zrobić obliczenie wartości wskaźnika s, uzależnionego od strat w tlenku węgla

$$n_{co} = \frac{5600 \,.\, C_{co}}{8100} = 0{,}69 \,.\, C_{co}$$

Wówczas nietrudno wyliczyć, że

$$s = \frac{1{,}1 - 0{,}8 \,.\, n_{co}}{1 - n_{co}} \lessgtr 1{,}1 + \frac{0{,}3 \,.\, n_{co}}{1 - n_{co}}$$

cieplikową spalania do $\frac{1000}{1,35 \cdot \alpha} = \frac{740}{\alpha}$ w *kal/m*^{3} gazów spalinowych siarki.

Przy spalaniu kg węgla, jako konglomeratu tych składników o zawartości C części węglika, H — czynnego wodoru i S — siarki objętość powietrza, potrzebnego do zupełnego ich spalania, wynosi jak wiadomo:

$$S_t \cdot \alpha = (8,9 \cdot C + 26,7 \cdot H + 3,4 \cdot S) \cdot \alpha \text{ w } m^3$$

Objętość spalin przy 0^0 i 760 *mm* jest nieco większa o pewną stałą wartość S_n, niezależną od nadmiaru powietrza i wynoszącą:

0.0079 m^3 na każdy % azotu w węglu (N%)
0.0123 „ „ „ „ wilgoci „ (Aq%)
0.0138 „ „ „ „ tlenu „ (O%)
0.05535 „ „ „ „ czynnego wodoru ($H = H_2 - \frac{0}{8}$)

Zatem objętość spalin z kg węgla przy całkowitem spalaniu wynosi:

$$S_z \cdot \alpha = S_t \cdot \alpha + S_n$$

a przy wartości opałowej K *klkal/kg* wypada spalin w m^3 na wydzieloną *klkal.*

$$S_z \cdot \alpha = \frac{S_t \cdot \alpha + S_n}{K} = s_t \cdot \alpha + s_n$$

Zatem ściślejsza wartość wskaźnika cieplikowego rozrzedzenia spalania:

$$s_z = s_t + \frac{s_n}{\alpha}$$

zmniejsza się nieco ze wzrostem nadmiaru powietrza.

Jakie są składowe i wartości tych wskaźników dla różnych węgli ilustruje poniższa tablica 6, ułożona według analizy kilku marek węgli: suchych Dąbrowskich, półtłustych Angielskich i Donieckich.

Z tej tablicy widać, że wskaźnik s_z waha się w niewielkich granicach przy zwykłych nadmiarach powietrza: dla suchych Dąbrowskich węgli od 1,11 do 1,15 przy przeciętnej 1,13, a dla węgli tłustych i półtłustych od 1,09 do 1,12 przy przeciętnej 1,10.

Przy tych przeciętnych — odchylenia liczb krańcowych nie przekraczają 2%.

To są liczby dla zupełnego spalania.

Przy niezupełnem spalaniu, kiedy są straty: n_c — w niedopałkach węgla, n_{co} — w tlenku węgla, n_h — w niespalonym wodorze węglowodorów i teoretycznie — n_s — w siarce, przyczem suma strat $n_c + n_{co} + n_h + n_s = n$, to pewne rozważania dają następujący wzór dla wskaźnika objętości spalin na wydzieloną kalorję:

$$s = s_z + \frac{(s_z-1,1) \cdot n_c + (s_z-0,8) \cdot n_{co} + (s_z-0,92) \cdot n_h + (s_z-1,35) \cdot n_s}{1-n}$$

Zatem naprz. przy $s_z = 1,10$ i $n^s = 0$

$$s = 1,10 + \frac{0,30\, n_{co} + 0,18\, n_h}{1-n}$$

Wartości strat są tu liczone w ułamkach i w bardzo małym stopniu zmieniają wartość s. Naprz. przy $n_{co} = 0,01$, $n_h = 0,04$, $1 - n = 0,66$, wypada $s = 1,115$.

Ponieważ objętość spalin przy 0^0 i 76 (w m^3 na kg węgla

$$S = s \cdot \alpha \cdot \eta_r \cdot \frac{K}{1000} \quad \ldots\ldots \quad 20)$$

(gdzie K — w *kal/kg*), to przy znanych objętościach S można obliczyć

$$s = \frac{1000 \cdot S}{\alpha \cdot \eta_r \cdot K}$$

Tak naprz. dla sześciu bilansów cieplnych wyniki podaje tabl. 7.

TABLICA 6.

Pochodzenie węgla	Dąbrowskie gr.		Angielskie gr.		Donieckie niesort.	
Marka węgla	Grodziec	Saturn	Newcast	Yorkshire	Szczerb.	Kadjewk.
Wartość opałowa górna *kal.*	6258	6609	7079	7388	7328	7860
„ „ dolna	5977	6334	6791	7117	7057	7589
„ „ według *VDI*	5969	6308	6869	7070	7030	7691
Objętość teor. S_t m^3/kg.	6.523	6.846	7.408	7.610	7.591	8.233
„ dodatk. S_n „	0.452	0 422	0.393	0 358	0.366	0.332
„ teor. s_t $m^3/klkal$.	1.094	1.087	1.079	1.077	1.081	1.074
„ dodatk. s_n „	0.076	0.067	0.052	0.050	0.052	0.043
$s_z = s_t + \frac{s_n}{\alpha}$ przy $\alpha = 1.25$	1.155	1.141	1.125	1.117	1.122	1.108
„ = 1,5	1.144	1.131	1.117	1.110	1.116	1.104
„ = 2	1.132	1.120	1,108	1.102	1.107	1.096
„ = 3	1.120	1.110	1.097	1.094	1.098	1.088

TABLICA 7.

Marka węgla	Grodziec	Grodziec	Saturn	Kadjewk.	Saturn	Newcastl.
Natężenie rusztu w *mil. kal/m²*	1,38	1,40	1,41	3,22	4,37	3,78
Nadmiar powietrza (α)	2,22	1,92	1,44	2, 03	1,46	1,24
Watość opałowa *K/kal.*	5977	5977	6334	7616	6334	6791
Objętość spalin S m^3/kg.						
według wzorów ustalonych . . .	14.715	12.860	10.205	16.120	10.310	9.260
„ „ orjentacyjnych . .	13.367	11.879	8.916	11.400	6.945	6.076
„ „ bezd. spal. . . .	13.232	11.785	8.800	10.475	6.627	5.680
Wskaźnik objętości spalin w litrach na wydzieloną kalorję (s)						
według wzorów ustalonych . . .	1.23	1.21	1.27	1.41	1.55	1.63
„ „ orjentacyjnych . .	1.14	1.14	1.13	1.09	1.13	1.16
„ „ bezd. spal. . . .	1.13	1.13	1.12	1.05	1.09	1.10

Z tej tablicy widać, jak bardzo wygórowane są objętości spalin, obliczane według wzorów ustalonych, jak bardzo odbiegają wartości s dla nich powyżej wszelkich możliwych liczb dla s, podanych w tabl. 6.

Z tablicy tej widać również, że jeżeli przyjmiemy za przybliżoną przeciętną dla s liczbę 1,12, to omyłki będą drobne. Wtedy znając choć w przybliżeniu wartość η_r możemy określić na podstawie wzoru 20 przybliżoną objętość gazów w m³ na kg węgla:

$$S = 1{,}12 \,.\, \alpha \,.\, \eta_r \,.\, \frac{K}{1000} \quad \ldots\ldots \quad 20a)$$

(gdzie K w *kal/kg* węgla).

Jeżeli z analizy gazów wiadomy jest procent CO_2, to przyjmując, że $\alpha = \frac{\max CO_2}{CO_2} = \frac{18}{CO_2}$, po podstawieniu do wzoru 20a) otrzymujemy przybliżoną wartość:

$$S = \frac{20}{CO_2} \,.\, \eta_r \,.\, \frac{K}{1000} \text{ w } m^3/kg \;..\; 20b)$$

Na podstawie wzoru natężenia ciepła spalania:

$$cT = \frac{1000}{s \,.\, \alpha} \text{ w } kal/m^3$$

przy $s = 1{,}12$

$$cT = \frac{890}{\alpha} \text{ w } kal/m^3 \quad \ldots . \quad 21)$$

a przy $\alpha = \frac{18}{CO_2}$

$$cT = 50 \,.\, CO_2 \text{ w } kal/m^3 \quad \ldots\ldots \quad 21a)$$

Na podstawie ścisłego wzoru strat odlotowych:

$$m = \frac{S \,.\, c \,.\, t}{K} = \frac{s \,.\, \alpha \,.\, \eta_r \,.\, c \,.\, t}{1000} \quad \ldots \quad 22)$$

przybliżona wartość tych strat przy S z wzoru 20b) i przy $c = 0{,}32$

$$m\% = \frac{0{,}65}{CO_2\,\%} \,.\, \eta_r \,.\, t \quad \ldots . \quad 22a)$$

Przy teoretycznej sprawności spalania $\eta_r = 1$, powyższy wzór przyjmuje postać:

$$m\% = \frac{0{,}65}{CO_2\,\%} \,.\, t \quad \ldots\ldots \quad 22b)$$

J e s t t o z n a n y p r z y b l i ż o n y w z ó r S i e g e r t a d l a s t r a t o d l o t o w y c h dostatecznie ścisły tylko dla małych natężeń pracy kotłów. Dla dużych natężeń, gdzie sprawność spalania znacznie spada, wzór Siegerta staje się tak samo błędnym, jak i wzór ustalony $\frac{S' \,.\, c \,.\, t}{K}$, gdzie objętość gazów S' liczy się według całkowitego spalania węgla.

Naprz. dla podawanego tu parokrotnie bilansu cieplnego węgla Saturn, spalanego z natężeniem $Kb = 4{,}37$ miljonów *kal.* przy nadmiarze powietrza $\alpha = 1{,}46$, przy $CO_2 = 13\%$, przy nadwyżce temperatury spalin nad temperaturą powietrza $t = 349^0$ i sprawnoścj spalania $\eta_r = 0{,}66$ otrzymujemy następujące wartości strat odlotowych:

ścisłe dla bezdymnego spalania m =	11,34%
według wzorów ustalonych	17,50%
według wzoru Siegerta (wzór 22b)	17,45%
według poprawionego tu jego wzoru (22a)	11,5%

Przybliżony wzór Siegerta dostosowany jest do wzoru ustalonego i daje wraz z nim zbyt wysokie wartości strat odlotowych.

Wzór Siegerta może być stosowany tylko do obliczenia przybliżonej sprawności przewodzenia wewnętrznego (sprawność powierzchni ogrzewczej — η_h) ponieważ według wzoru 5 i 22

$$\eta_h = 1 - \frac{m}{\eta_r} = 1 - \frac{s \,.\, \alpha \,.\, c \,.\, t}{1000} \quad \ldots . \quad 23)$$

Przy

$$\alpha = \frac{18}{CO_2\,\%},\ s = 1{,}12 \text{ i } c = 0{,}32$$

przybliżona sprawność przewodzenia (jako spółczynnik):

$$\eta_h = 1 - \frac{0{,}65\,.\,t}{100\,.\,CO_2\,\%} \quad \ldots\ldots \quad 24)$$

O ile jest wiadoma absolutna sprawność kotła, to możemy określić przybliżoną sprawność spalania

$$\eta_r = \frac{\eta + i}{\eta_h} = \frac{\eta + i}{1 - \dfrac{0{,}65\,t}{100\,.\,CO_2\,\%}} \quad \ldots \quad 24a)$$

Stąd łatwo obliczyć wartość strat spalania

$$n = 1 - \eta_r$$

strat odlotowych

$$m = \eta_r - (\eta + i)$$

objętość spalin przy 0^0 i 760 *mm*

$$S \text{ w } m^3/kg = \frac{\eta_r\,.\,K}{50\,.\,CO_2\,\%}$$

i zawartość cieplikową spalania

$$cT = 50\,.\,CO_2\,\% \text{ w } kal/m^3$$

W zastosowaniu do podanego tu wielokrotnie bilansu cieplnego węgla Saturn przy natężeniu $Kb = 4{,}37$ miljonów kal/m^2 rusztu $\eta + i = 54{,}58\%$, $CO_2 = 13\%$ i $t = 349^0$ zestawiamy obliczone przybliżone wartości η_h i η_r z obliczonemi w tablicy 1 i 2:

	η_h	η_r	n	m	cT
według wzoru przybliżonego	82,5%	66,0%	34,0%	11,4%	650 $\frac{kal}{m^2}$
„ „ dla bezdym. spal.	82,8	65,9	34,1	11,3	630 „
„ „ orjentacyjnego	82,2	66,4	33,6	11,8	605 „
„ „ ustalonego	75,7	72,1	27,9	17,5	442 „

Z tego przykładu widać, że nawet tak proste przybliżone wzory 24 i dalsze dają liczby strat, znacznie bliższe do rzeczywistości, niż wzory ustalone w podręcznikach.

Przybliżone wzory grupy 24 muszą wystarczać w tych wypadkach, kiedy niema ściślejszych danych do określenia nadmiaru powietrza (α), t. j. kiedy rejestruje się przy kotle tylko cztery czynniki: zawartość CO_2 w $^0/_0$ w gazach spalinowych, ich temperatura a z niej nadwyżka tej temperatury nad temperaturą powietrza (t) oraz obliczona jest sprawność kotła η $^0/_0$ i straty izolacyjne i $^0/_0$.

Dla węgli wysokogazowych lub chudych max CO_2 może się bardzo różnić od przyjętej tu liczy $18^0/_0$, a wtedy i nadmiar powietrza i obliczane straty mogą być niebardzo ścisłe.

O ile z analizy gazów spalinowych wiadome są procenty CO_2 CO i O_2, to może być obliczony ściśle nadmiar powietrza ze znanego wzoru:

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79\,\dfrac{O_2 - 0{,}5\,.\,CO}{N_2}}$$

A skoro wiadomy jest ten nadmiar, to może być obliczona ściślej w najprostszej formie sprawność powierzchni ogrzewczej.

$$\eta_h = 1 - \frac{1{,}12\,.\,\alpha\,.\,c\,.\,t}{1000} \quad \ldots\ldots 25)$$

przyczem ścisłość tego wzoru zależy tylko od tego, czy dość ścisła jest przeciętna wartość $s = 1{,}12$. Prawdopodobne krańcowe odchylenia nie przekraczają $3^0/_0$ tej wartości.

Mając liczby dla η_h i dla abs. sprawności kotła $\eta + i$ obliczamy:

Sprawność spalania

$$\eta_r = \frac{\eta + i}{\eta_h}$$

straty spalania $n = 1 - \eta_r$ i ilość ciepła w palenisku z 1 kg węgla $\eta^r\,.\,K$ kal.

Straty odlotowe

$$m = \eta_r - (\eta + i)$$

Zawartość cieplikową spalania

$$c\,.\,T = \frac{890}{\alpha}$$

Zużycie powietrza przy 0^0 i 760 *mm* na kg węgla o wartości użytkowej K *kal/kg*

$$S_p = \frac{1{,}1\,.\,\alpha\,.\,\eta_r\,.\,K}{1000} \text{ w } m^3/kg$$

Poprawka na zwiększoną lub zmniejszoną sprawność kotła, odparowalność węgla i wogóle zużycie węgla (B) na sam kocioł zależnie od zmiany temperatury powietrza, wynoszącej $t^0{}_p$:

$$B\,.\left(1 + \frac{1{,}1\,.\,\alpha\,.\,c\,.\,t_p}{1000}\right) = B\,.\,(100 \pm 0{,}03\,\alpha\,.\,t_p)\,\%$$

Wreszcie objętość spalin przy 0^0 i 760 *mm* z kg węgla:

$$S = \frac{1{,}12\,.\,\alpha\,.\,\eta_r\,.\,K}{1000}\ m^3/kg$$

Te proste i dość ścisłe wzory mogą służyć nietylko do szybkiego obliczenia strat kotłowych bez ważenia i ustalania wartości cieplnej żużla i leszu ale także dla szybkiej kontroli ścisłości otrzymanych liczb sprawności kotłowej.

Dla przykładu można przytoczyć następujące sprawdzenie liczb, otrzymanych w jed-

nej próbie z pewnej serji doświadczeń parowozowych.

Przy natężeniu rusztu $Kb = 1{,}6$ miljona *kal.* na m^2 i godzinę otrzymano:

Sprawność kotła $\eta = 83{,}4\%$, przy nadwyżce temperatury w dymnicy $t = 310^0$ i zawartości w gazach spalinowych: $CO_2 = 12{,}2\%$, $O_2 = 6{,}8\%$, $CO = 0\%$, $N_2 = 81{,}0\%$.

Stąd obliczony nadmiar powietrza $\alpha = 1{,}46$.

Wartość strat izolacyjnych $i = \frac{3}{1{,}6} = 1{,}9\%$.

Sprawność abs. kotła

$$\eta + i = 83{,}4 + 1{,}9 = 85{,}3\%$$

Sprawność powierzchni ogrzewczej

$$\eta_h = 1 - \frac{1{,}12 \,.\, \alpha \,.\, c \,.\, t}{1000} = 0{,}837$$

czyli 83,7%.

W takim razie wypada, że sprawność spalania musiałaby wynosić

$$\eta_r = 85{,}3 : 83{,}7 = 1{,}02, \quad \text{czyli } 102\%,$$

co jest niemożliwe.

Dostarczone dane muszą więc zawierać jakąś omyłkę. Ponieważ dla natężenia rusztu $Kb = 1{,}6$ milj. *kal.* sprawność kotła $83{,}4\%$ jest za wysoka, to najprawdopodobniej omyłka tkwi w obliczeniu tej sprawności. W tak prosty sposób można obliczać i sprawdzać najważniejsze czynniki bilansu kotła z większą ścisłością, aniżeli pozwalają na to wzory, ustalone w podręcznikach technicznych.

LISTY DO REDAKCJI.

Zmniejszenie strat cieplnych w czasie postoju kotłów.

Skutek użyteczny kotła, określany przy pomocy kilkugodzinnych prób wyparowalności, ma dla gospodarki cieplnej znaczenie daleko mniejsze, aniżeli przeciętny skutek użyteczny w ciągu pewnego dłuższego okresu czasu, ponieważ dopiero w tym ostatnim są zawarte wszystkie straty powodowane: ochładzaniem się kotłów podczas postojów w nocy i święta, rozpalaniem etc.

Straty powodowane ochładzaniem się kotłów w czasie postoju są zazwyczaj bardzo duże i wynoszą — w zależności od ilości godzin codziennej pracy oraz nieszczelności obmurowań, a przedewszystkiem zasuw i klap dymowych — do 10% ogólnego spożycia węgla, a przy starych instalacjach jeszcze więcej.

Straty te ujawniają się dobitnie przez spadek ciśnienia podczas postoju od wieczora do rana. Przed uruchomieniem ciśnienie musi być podniesione do normalnej wysokości z wieczora z dnia poprzedniego i w tym celu zostaje zużyta codziennie pewna ilość węgla. Węgiel ten nie służy do wytwarzania pary (doprowadza tylko ciśnienie do stanu z dnia poprzedniego), a zatem stanowi stratę.

Powyższa ilość węgla nie obejmuje jeszcze całości strat spowodowanych ochłodzeniem, stanowi raczej tylko ich cząstkę i to często znikomą.

Oprócz podniesienia ciśnienia, również obmurze kotła, które w czasie postoju ochłodziło się, musi być doprowadzone do temperatury odpowiadającej normalnemu stanowi. Zostaje to osiągnięte dopiero po kilku godzinach ruchu. Pozatem samo spalanie, w niedostatecznie rozgrzanem palenisku odbywa się nieekonomicznie.

Rys. 1 przedstawia przebieg skutku użytecznego kotła wodnorurkowego 200 m^2 w ciągu jednego dnia od chwili uruchomienia o godz. 5-ej rano (po 12-sto godzinnym postoju nocnym):

Jak widać z wykresu, mimo że kocioł po półgodzinnem rozpalaniu osiągnął normalne ciśnienie i został uruchomiony — jednak straty cieplne z nocy zostały w pełni wyrównane dopiero po upływie 4-ch godzin, kiedy skutek użyteczny osiągnął normalną wysokość.



Rys. 1

Największe straty postojowe powoduje wewnętrzne ochładzanie się kotła, z powodu nieszczelności obmurowania, a przedewszystkiem zasuw i klap dymowych.

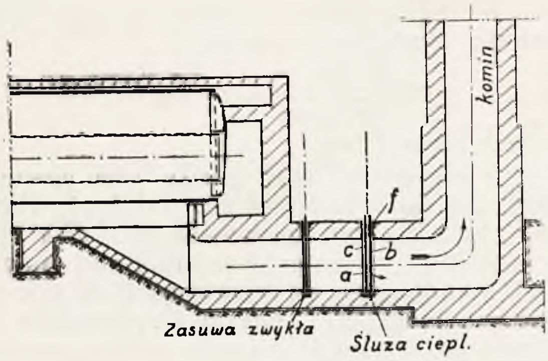
Zasuwy i klapy z powodu zanieczyszczeń, wpływu wysokich temperatur oraz z racji swojej budowy (luz dla rozszerzania się naskutek nagrzania) nigdy nie są szczelne.

W ten sposób w czasie postoju, komin, który jest wewnątrz gorący i wytwarza ciąg pomimo zamkniętej klapy, ssie przez kocioł zimne powietrze powodując intensywne chłodzenie.

Dla uniknięcia powyższego i zupełnego odseparowania kotła od ciągu kominowego — została zainstalowana przy kotle wodnorurkowym 200 m^2 tak zwana śluza cieplna (rys. 2).

Składa się ona z dwuch zasuw: *a* i *b* połączonych ze sobą sztywno w pewnej odległości. Podczas postoju kotła, kiedy śluza jest opuszczona, przestrzeń między

zasuwami „*C*" jest połączona z zewnętrzną atmosferą. W ten sposób, w razie nieszczelności zasuwy *b*, komin nie ssie z kotła, a bezpośrednio z zewnątrz przez szparę *F*.



Rys. 2

Przy uruchamianiu kotła, kiedy śluza zostaje podniesiona, „szpara *F*" automatycznie się zamyka. Pozatem obie zasuwy są skonstruowane w ten sposób, że gwarantują dużą szczelność.

Wyniki osiągnięte z powyższą śluzą były bardzo dobre. Przedewszystkiem spadek ciśnienia, który z normalną zasuwą wynosił w czasie nocnego postoju 5,9 *at* (z 11,6 na 5,7) — zmniejszył się po zastososowaniu śluzy do 1,5 *at* (z 11,6 na 10,1).

Pozatem przeciętny skutek użyteczny kotła zwiększył się z 57% na 61%, co stanowi $\frac{61-57}{61} 100 = 6,5\%$ oszczędności na węglu.

Na mocy powyższego można stwierdzić, że śluza cieplna w zupełności spełniła pokładane w niej, naskutek teoretycznych rozważań, nadzieje.

Poza oszczędnością na węglu oraz gotowością kotła każdej chwili do ruchu — zastosowanie śluzy daje jeszcze jedną dużą korzyść: wnętrze kotła jest chronione przed nagłemi i wysokiemi skokami temperatury, które b. ujemnie wpływają zarówno na trwałość samego kotła jak i obmurza. Powyższe wydatnie zmniejsza koszty reperacji i utrzymania.

Inż. T. R.

KOMUNIKATY

1. Projekt Norm Właściwości Produktów Naftowych.

Sekretarjat Komisji Przetworów Naftowych P. K. N. zawiadamia, że w numerach 8, 9 i 10-tym „Przemysłu Naftowego" ukaże się protokół plenarnego posiedzenia Komisji Przetworów Naftowych z dnia 16 i 17 grudnia 1935 r., który zawiera **„Projekt Norm Właściwości Produktów Naftowych"**.

Uprasza się wszystkich zainteresowanych o dokładne przestudjowanie tych Norm i nadesłanie ewentualnych uwag do dnia 1 lipca b. r. pod adresem Sekretarza Komisji Przetworów Naftowych inż. N. J. Piotrowskiego, Drohobycz, Galicja S. A.

2. „I-szy Zjazd Ogrzewników Polskich

Odbędzie się w Warszawie w dniach 5 — 8 września r. b. w lokalu Stowarzyszenia Techników Polskich w Warszawie przy ulicy Czackiego 3/5.

Zgłoszenia przyjmuje i informacji udziela Sekretarjat Zjazdu w Warszawie, Krucza 44 m. 15, telefon 9.79.53.

NOWE WYDAWNICTWA.

Z. Bielski, Prof. Die Anwendung von Press-Luft bezw. Gas zur Gewinnung von Erdöl. 1934. Sonderdruck aus der Bohrtechniker - Zeitung Wien.

Z. Bielski, Prof., inż. Kilka słów w sprawie normalizacji. 1934. Odbitka z Przeglądu Naftowego.

Z. Bielski, Prof., inż. O naukowych badaniach ruchów przy wierceniu rotary. 1935. Odbitka z Przeglądu Naftowego.

A. Bolewski. O Złożu siarki w Posądzy. Warszawa. 1935. Sprawozdania Państwowego Instytutu Geologicznego. Skł. Gł. Kasa im. Mianowskiego.

P. Januszewski, inż. Samowystarczalność Polski w dziedzinie przemysłu elektrotechnicznego. Warszawa. 1935. Odbitka z Przeglądu Elektrotechnicznego.

Kalendarz bezpieczeństwa i hygjeny pracy 1936. Warszawa. Instytut Spraw Społecznych.

Druk. „Zgoda" J. Klimczak i S-ka Warszawa, ul. Zielna 47. Tel. 6-19-57.